

Влияние рабочего тела на коэффициент преобразования теплового насоса

Канд. техн. наук И.К. ШАТАЛОВ
РУДН.

Д.В. ТЕРЕХОВ
ФГУП ММПП «Салют».

М.Ю. ФРОЛОВ
ТЭЦ-28 ОАО «Мосэнерго»

Various refrigerants used in heat pumps are compared according to their effectiveness. Formula for approximate definition of COP is offered for various refrigerants. It is exposed that values of COP for refrigerants under consideration differ a little one from the other and are equal 4,6...5,2 at $\Delta t = 25...35$ °C.

Коэффициент преобразования парокомпрессионного теплового насоса (ТН) без переохладителя и перегрева

$$k = q/L_k = 1 + r/L_k \eta_k, \quad (1)$$

где q – удельное количество теплоты, производимое ТН;

L_k – работа компрессора;

r – скрытая теплота парообразования;

η_k – механический КПД компрессора.

$$L_k = (i_{ка} - i_n)/\eta_k = i_k - i_n = c_{pm} \Delta t, \quad (2)$$

где $i_{ка}$ – энтальпия на выходе из компрессора при адиабатическом сжатии;

i_n – энтальпия на входе в компрессор;

$\Delta t = t_k - t_n$ – повышение температуры в компрессоре;

c_{pm} – средняя теплоемкость рабочего тела при сжатии.

Энтальпия и скрытая теплота парообразования определяются по таблицам термодинамических свойств рабочего тела.

Подставив (2) в (1), получим

$$k = 1 + r\eta_k/(c_{pm} \Delta t). \quad (3)$$

Из (3) следует, что коэффициент преобразования при данной величине Δt тем больше, чем выше у рабочего тела величина r и меньше теплоемкость.

Скрытую теплоту парообразования можно найти по формуле Трутона:

$$r = \theta T_0/\mu, \quad (4)$$

где $\theta = 84...92$ кДж/(кмоль·К), причем для водяного пара как исключение $\theta = 109$ кДж/(кмоль·К);

T_0 – температура кипения.

Подставив (4) в (3), найдем

$$k = 1 + \theta T_0 \eta_k / (\mu c_{pm} \Delta t). \quad (5)$$

Из этого уравнения видно, что при данной величине Δt коэффициент преобразования тем больше, чем выше у рабочего тела температура кипения и ниже молярная теплоемкость. Использование (5) позволяет лишь приближенно оценить влияние параметров рабочего тела на коэффициент преобразования, так как сжатие рабочего тела

происходит в области перегретого пара, где теплоемкость в большой степени зависит от температуры и давления.

Для оценки влияния типа рабочего тела был проведен сравнительный расчет величины k в зависимости от

$$\Delta t = t_{n1} - t_{n2},$$

где t_{n1} – температура воды, поступающей к потребителю теплоты;

t_{n2} – температура низкопотенциального источника тепла.

Температура t_{n2} принималась равной 10 и 20 °С, а величина Δt менялась за счет повышения t_{n1} с шагом 1 °С. Недогрев рабочего тела в испарителе принимался равным 4 °С, а недогрев воды в конденсаторе 5 °С, перегрев рабочего тела перед компрессором 10 °С, КПД компрессора 0,8, его механический КПД – 0,95.

Ниже приведены значения k при $\Delta t = 35$ °С для разных хладагентов. Самые большие величины k у аммиака (4,49) и R142b (4,42). У водяного пара $k = 4,26$, примерно столько же у R12 и R22. Смесевые хладагенты R404A и R410A имеют наименьшие k , равные 3,36 и 3,62 соответственно.

Рабочее тело	Коэффициент преобразования
R 12	4,24
R 22	4,2
R 502	3,79
R 142b	4,42
R 134a	4,13
Смесь RC 318	3,96
Смесь R401A	4,1
Смесь R404A	3,36
Смесь R410A	3,62
Изобутан R600a	4,32
Аммиак R717	4,49
Водяной пар R718	4,26

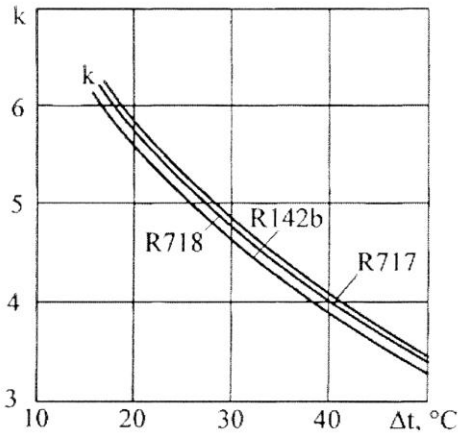


Рис. 1. Зависимость коэффициента преобразования ТН от $\Delta t = t_{n1} - t_{n2}$ для водяного пара R718, аммиака R717 и фреона R142b: $t_{n2} = 10^\circ\text{C}$; $\eta_k = 0,8$

На рис. 1 приведены зависимости $k = f(\Delta t)$ для водяного пара R718, аммиака R717 и фреона R142b. Видно, что все три рабочих тела имеют близкие k .

Величина теоретического коэффициента преобразования, подсчитываемая по обращенному циклу Карно,

$$k_t = T_{n1} / \Delta T. \quad (6)$$

При $\Delta T = \Delta t = 35^\circ\text{C}$ коэффициент преобразования $k_t = 9,1$.

Поэтому, приближенно можно считать

$$k = n k_t = n T_{n1} / \Delta T = n(1 + 283/\Delta T), \quad (7)$$

где $n = k/k_t$ – поправочный коэффициент.

На рис. 2 приведена зависимость n от Δt при $t_{n2} = 10^\circ\text{C}$, из которой видно, что при $\Delta t = 25...35^\circ\text{C}$ величина $n = 0,4 - 0,45$.

На рис. 3 приведены зависимость степени повышения давления в компрессоре π_k , давления p_k и температуры t_k на выходе из компрессора от Δt для фреонов и аммиака R717.

Степень повышения давления π_k для всех (кроме водяного пара) рабочих тел примерно одинакова и не превос-

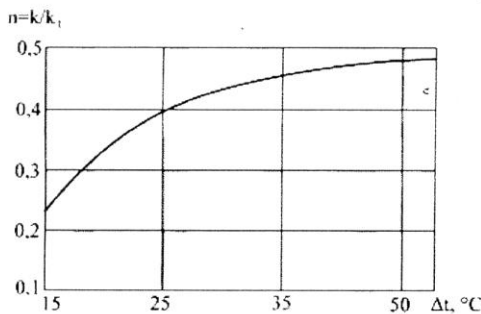


Рис. 2. Поправочный коэффициент в формуле (7) в зависимости от Δt при $t_{n2} = 10^\circ\text{C}$

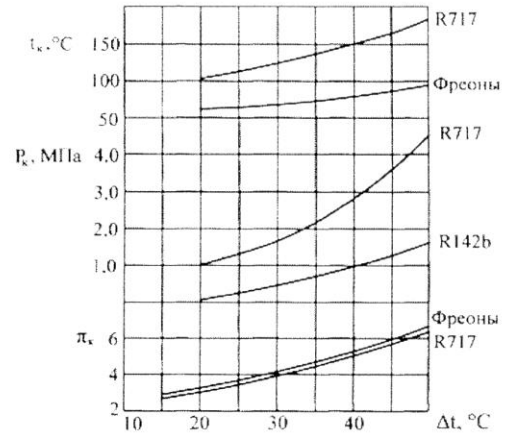


Рис. 3. Характеристики компрессора (π_k, p_k, t_k) для разных рабочих тел

ходит 6. Давление и температура на выходе из компрессора для фреонов не превосходит 1,5 МПа и 100°C соответственно. У аммиака давление намного выше и достигает 4,6 МПа, а температура 185°C .

При использовании водяного пара ТН работает в области вакуума и, несмотря на высокие значения $\pi_k = 17...32$, давление на выходе из компрессора не превосходит 0,015...0,06 МПа. Из-за низкой плотности пара и его расхода теплопроизводительность ТН намного меньше, чем на фреонах и особенно на аммиаке.

Из сказанного можно сделать следующие выводы.

✓ Коэффициенты преобразования всех рабочих тел мало отличаются друг от друга и при $\Delta t = 25...35^\circ\text{C}$ составляют 5,2...4,6.

✓ Поправочный коэффициент $n = k/k_t$ в формуле (7) увеличивается с ростом Δt и при $\Delta t = 25...35^\circ\text{C}$ $n = 0,4...0,47$.

✓ Степени повышения давления в компрессоре для всех рассмотренных рабочих тел (кроме водяного пара) примерно одинаковы и составляют 3,5...4,5.

✓ При использовании водяного пара в контуре ТН $\pi_k = 17...32$ при давлении на выходе из компрессора в 2...6 раз меньше атмосферного.

✓ Чем выше температура кипения и ниже молекулярная масса и теплоемкость, тем больше величина k при использовании рабочего тела в цикле ТН.

Список литературы

1. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – М: Наука, 1972.
2. ASHRAE Handbook-Fundamentals, 2005.